

# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 05229359  
PUBLICATION DATE : 07-09-93

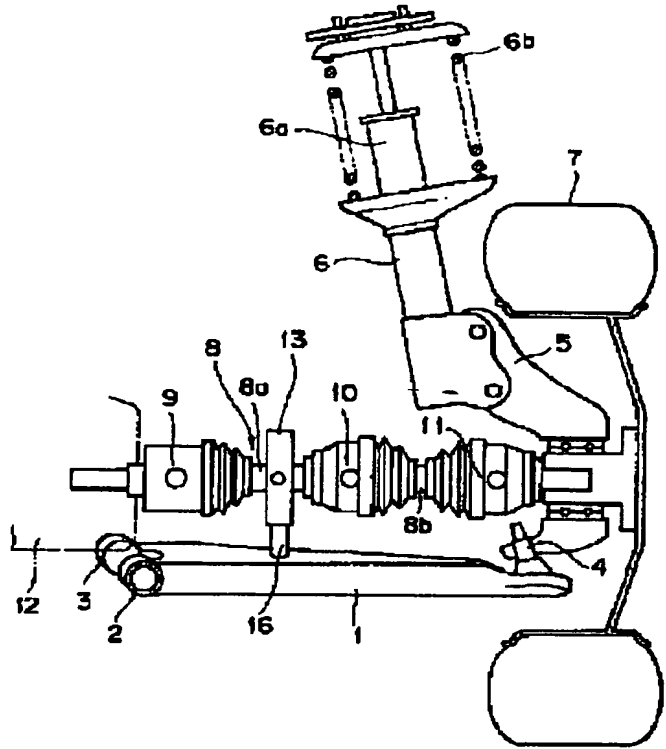
APPLICATION DATE : 25-02-92  
APPLICATION NUMBER : 04036806

APPLICANT : NISSAN MOTOR CO LTD;

INVENTOR : KAWABE YOSHIHIRO;

INT.CL. : B60K 17/30 F16C 3/02

TITLE : DRIVE SHAFT



ABSTRACT : PURPOSE: To minimize the knuckle of a wheel side joint and improve the steering stability and comfortableness of a vehicle by arranging a third joint between a differential device side joint and the wheel side joint.

CONSTITUTION: A third joint 10 is arranged between a joint 9 on a differential device 12 side for transmitting the power from the differential device 12 to a wheel 7 steered according to steering wheel operation and a joint 11 on the wheel 7 side. Further, a shaft 8 between the differential device-side joint 9 and the wheel-side joint 10 is supported by a suspension arm 1 oscillated to a vehicle body according to the vertical motion of the wheels 7. Thus, the third joint 10 is pushed up according to the oscillation of the suspension arm 1 by the bound of the wheel 7, and the drive shaft 8 between the wheel-side joint 11 and the third joint 10 is made nearly horizontal. Therefore, the knuckle of the wheel-side joint 11 is minimized.

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-229359

(43) 公開日 平成5年(1993)9月7日

(51) IntCl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 K 17/30	Z	8521-3D		
F 1 6 C 3/02		9242-3J		

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平4-36806

(22) 出願日 平成4年(1992)2月25日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 川辺 喜裕

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

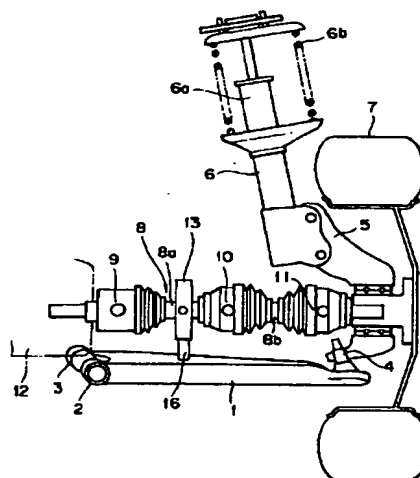
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

(54) 【発明の名称】 ドライブシャフト

(57) 【要約】

【目的】 車輪側ジョイントの折れ角を小さくする。

【構成】 ハンドル操舵に伴い転舵される車輪7に差動装置12からの動力を伝達するドライブシャフト8は、差動装置側ジョイント9、中央の第3のジョイント10、略車輪7の転舵軸上に設置されている車輪側ジョイント11の3つのジョイントを備えている。ドライブシャフト8は、差動装置側ジョイント9と車輪側ジョイント11との間でドライブシャフト支持部材13を介してトランスバースリンク1に支持されており、ドライブシャフト支持部材13はドライブシャフト8の回転を許容する軸受及びドライブシャフト8の揺動と軸方向の動きを許容するブッシュを有しブラケット16の下端をトランスバースリンク1に固定されている。



- 1 : トランスバースリンク
- 8 : ドライブシャフト
- 9 : 差動装置側ジョイント
- 10 : 中央のジョイント
- 11 : 車輪側ジョイント
- 13 : ドライブシャフト支持部材

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ハンドル操舵に伴い転舵される車輪へ差動装置からの動力を伝達する、差動装置側のジョイントと車輪側のジョイントとを有するドライブシャフトにおいて、差動装置側ジョイントと車輪側ジョイントとの間に第3のジョイントを配するとともに、差動装置側ジョイントと車輪側ジョイントとの間のシャフトを車輪の上下動に応じて車体に対して揺動するサスペンションアームで支持したことを特徴とするドライブシャフト。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、ハンドル操舵に伴い転舵される車輪へ差動装置からの動力を伝達するドライブシャフトに関する。

【0002】

【従来の技術】 従来の、このようなドライブシャフトとしては、例えば図6～図7に示すようなものがある、(例えば、Motor Fan 1987年 6月号 第75頁株式会社三栄書房発行参照)。

【0003】 図は独立懸架方式の前輪用ドライブシャフトを示す。ドライブシャフト21は差動装置22のすぐ外側に位置する差動装置側ジョイント23と、車輪24の転舵軸付近に位置している車輪側ジョイント25とを備えている。そして、これらジョイント23、25により、車輪24を路面に垂直に接した状態のまま上下動可能とすると共に、操舵時に車輪24の転向を可能としている。

【0004】 尚、差動装置22からの駆動力はドライブシャフト21を介して車輪へ伝達される。

【0005】 一方、車輪24からの荷重はアクスルハブ26を介して車輪軸受27に伝達され、その反力はアクスルハウジング28を介してトランスバースリンク29、ストラット30等で構成されるサスペンションを経由してボデーにて支えられている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、このような従来のドライブシャフト21においては、車輪24が大きくバウンドあるいはバウンドした状態で転舵を行うと、ドライブシャフト21の車輪側ジョイント25は、車輪24の上下動による揺動角と転舵による揺動角の両方を合成した揺動角が必要となる。

【0007】 車輪24がバウンドしたときの状態を前方から見た図を図8に破線で、またこのときの状態を上方から見た図を図9に破線で示す。

【0008】 いま、車両前方から見たときのドライブシャフト21の差動装置側ジョイント23の折れ角を $\theta_{11}$ 、車輪側ジョイント25の折れ角を $\theta_{01}$ とし、上方から見たときの差動装置側ジョイント23の折れ角を $\theta_{12}$ 、車輪側ジョイント25の折れ角、つまり車輪24の転舵角を $\theta_{02}$ とすると、ドライブシャフト21の差動装

置側ジョイント23の実際の折れ角 $\theta_1$ 及び車輪側ジョイント25の実際の折れ角 $\theta_0$ は、以下の式で表される。

【0009】 すなわち、ドライブシャフト21の車輪側ジョイント25が転舵軸付近に位置する場合

$$\theta_{12} \approx 0$$

従って

$$\theta_1 = \theta_{11}$$

$$\theta_0 \approx \arctan(\tan^2 \theta_{01} + \tan^2 \theta_{02})$$

10 このように、ドライブシャフト21の車輪側ジョイント25の折れ角は、差動装置側ジョイント23の折れ角に比べ、転舵角により、大きくなるのがわかる。

【0010】 ところが、ジョイントの揺動角の上限はある範囲に限られており、差動装置側ジョイント23は揺動角が小さいため問題とならないが、車輪側ジョイント25の揺動角は大きいので、揺動角の上限を限られた範囲内に抑えるために、車輪24の上下動の大きさ、あるいは転舵を規制する必要がある。

20 【0011】 このため、車輪24の上下動を小さくした場合には、乗り心地、操安性に悪影響を及ぼし、転舵角を小さくした場合には、車両の最小回転半径が大きくなるという問題点があった。

【0012】 本発明は、従来のこのような問題点に着目してなされたものであり、車輪側ジョイントの折れ角の小さいドライブシャフトを提供することを目的としている。

【0013】

【課題を解決するための手段】 このため、ハンドル操舵に伴い転舵される車輪へ差動装置からの動力を伝達する、差動装置側のジョイントと車輪側のジョイントとを有するドライブシャフトにおいて、差動装置側ジョイントと車輪側ジョイントとの間に第3のジョイントを配するとともに、差動装置側ジョイントと車輪側ジョイントとの間のシャフトを車輪の上下動に応じて車体に対して揺動するサスペンションアームで支持した。

【0014】

【作用】 車輪のバウンドによるサスペンションアームの揺動に応じて第3のジョイントが上方に押し上げられ、ドライブシャフトの車輪側ジョイントと第3のジョイントとの間のシャフトは略水平となる。このため車輪側ジョイントの折れ角は小さくなる。

【0015】

【実施例】 以下、本発明を図面に基づいて説明する。

【0016】 図1～図5は本発明の一実施例を示す図である。

【0017】 まず構成を、前方より見た図1、上方より見た図2及びドライブシャフト支持部材を示す図3により説明する。図1～図2において1は車輪の上下動に応じて車体に対して揺動するサスペンションアームの一種であるトランスバースリンクで、内端部側を前後2箇所

3

の支持点2、3において図示しない車体に結合され、車輪側端部を支持点4でアクスルハウジング5に回転可能に結合されている。6はアクスルハウジング5と車体とに結合され、車輪の上下動に対して動くダンパ6aとコイルスプリング6bとを有し、車輪7の転舵の回転に追従するストラット、8はドライブシャフト、9はドライブシャフト8の差動装置12側のジョイント、10はドライブシャフト8中央の第3のジョイント、11はドライブシャフト8の車輪7側のジョイントで略車輪7の転舵軸上に設置されている。そして、13はドライブシャフト8をトランスバースリンクで支持するためのドライブシャフト支持部材で差動装置側ジョイント10と第3のジョイント10との間のシャフト8aを支持している。

【0018】図3にドライブシャフト支持部材を示す。ドライブシャフト8の回転を許容する軸受14、揺動及び軸方向の動きを許容するブッシュ15よりなり、ブラケット16の下端はトランスバースリンク1に固定されている。

【0019】次に作用を説明する。図1～図2は車輪7がバウンドもリバウンドもしておらず、また転舵もしていない状態を示している。

【0020】この状態におけるドライブシャフト8のジョイント9、10、11の折れ角は、図から明らかなように略零である。

【0021】図4に、車輪7がバウンドし転舵していないときのドライブシャフト8の状態を破線で示す。図は装置を車両前方から見た図である。車輪7のバウンドに応じてトランスバースリンク1は支持点2、3を中心に揺動する。ドライブシャフト支持部材13はトランスバースリンク1に固定されているので、ドライブシャフト8はドライブシャフト支持部材13を介してトランスバースリンク1に支持されている。

【0022】従って、ドライブシャフト8の差動装置側ジョイント9と第3ジョイント10との間のシャフト8aは、トランスバースリンク1の揺動に応じてドライブシャフト支持部材13によって押し上げられ、差動装置側ジョイント9を中心に回転して第3ジョイント10を持ち上げる。

【0023】このため第3ジョイント10と車輪側ジョイント11との間のシャフト8bは略平行となる。従って、車輪側ジョイントの折れ角は小さくなる。

【0024】なお、ドライブシャフト支持部材13が第3ジョイント10と車輪側ジョイント11との間のシャフト8bを支持しているときには、トランスバースリンク1の揺動により、シャフト8bがドライブシャフト支持部材により押し上げられ、車輪側ジョイント11を中心に回転してシャフト8bを略水平にするので、車輪側ジョイント11の折れ角は小さくなる。

【0025】図5に破線で、バウンドした図4の状態

4

転舵をしたときのドライブシャフト、サスペンション等の状態を上から見た図を示す。この状態において、車輪側ジョイント11は、略車輪7の転舵軸上にあるため、転舵をしても車輪側ジョイント11の位置は変わらない。

【0026】いま、車両前方から見たときのドライブシャフト8の差動装置側ジョイント9の折れ角を $\theta'_{11}$ 、第3ジョイント10の折れ角を $\theta'_{10}$ 、車両側ジョイントの折れ角を $\theta'_{01}$ とし、上方から見た際のドライブシャフト8の差動装置側ジョイント9の折れ角を $\theta'_{12}$ 、第3ジョイント10の折れ角を $\theta'_{12}$ 、車両側ジョイント11の折れ角、すなわち車輪7の転舵角を $\theta'_{02}$ とすると、ドライブシャフト8の差動装置側ジョイント9、第3ジョイント10、車輪側ジョイント11の実際の折れ角 $\theta'_{11}$ 、 $\theta'_{10}$ 、 $\theta'_{01}$ は以下の式で表される。

【0027】すなわち、 $\theta'_{01}$ 、 $\theta'_{12}$ 、 $\theta'_{12} \approx 0$  従って

$$\theta'_{11} = \theta_{11}$$

$$\theta'_{10} = \theta'_{11}$$

$$\theta'_{02} \approx \theta_{02} = a \tan(\tan^2 \theta_{02})$$

これより、ドライブシャフト8の車輪側ジョイント11の折れ角は、従来のジョイントが2つの場合の折れ角 $\theta_{02} \approx a \tan(\tan^2 \theta_{01} + \tan^2 \theta_{02})$ に比べて小さくなること明らかである。

【0028】なお、差動装置側ジョイント9の実際の折れ角 $\theta'_{11}$ 、第3ジョイント10の実際の折れ角 $\theta'_{10}$ は、ジョイントが2つの場合の差動装置側ジョイントの実際の折れ角 $\theta'$ に比べて大きくなるが操舵に伴う折れ角が加わる車輪側ジョイント11の実際の折れ角 $\theta'$ よりも小さく、揺動角の許容範囲内であり、問題とならない。

【0029】このように、本実施例によれば、車輪7が大きくバウンドあるいはリバウンドした状態で転舵を行った際の、ドライブシャフト8の車輪側ジョイント11の折れ角は小さい。従って、車輪7の上下動の範囲を大きく取れ、車輪7の転舵角を大きく取れるので、車両の操安性、乗心地が向上する。また、車両の最小回転半径を小さくできるので、車両の取り回しが向上する。

【0030】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明によれば、ドライブシャフトの車輪側ジョイントの折れ角を小さくすることができる。従って、車輪の上下動の範囲を大きく取り、また、車輪の転舵角を大きくとることにより、車両の操安性、乗心地を向上させることができる。また、車両の最小回転半径を小さくすることにより、車両の取り回しを向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す説明図。

【図2】同じく一実施例を示す上面図。

【図3】同じく一実施例に係るドライブシャフト支持部

5

材の一例を示す断面図。

【図4】同じく一実施例において、車輪がバウンドしたときの状態を説明する前面図。

【図5】同じく一実施例において、図4の状態に転舵したときの状態を説明する上面図。

【図6】従来例を示す前面図。

【図7】従来例を示す上面図。

【図8】従来例において車輪がバウンドしたときの状態

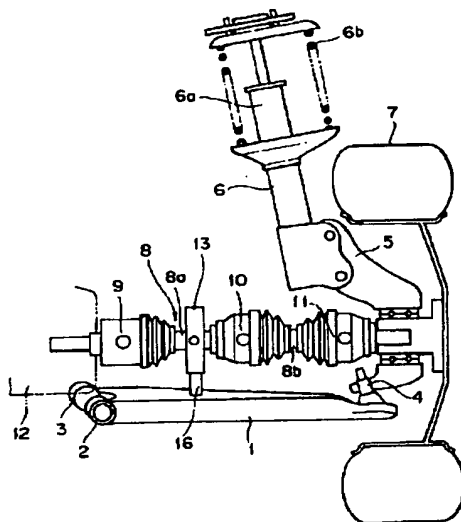
を説明する前面図。

【図9】従来例において図8の状態に転舵したときの状態を説明する上面図。

【符号の説明】

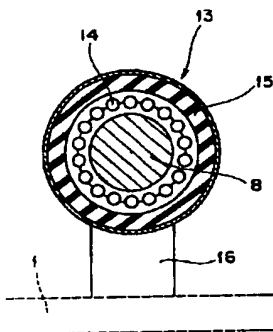
1…トランスバースリンク、7…車輪、8…ドライブシャフト、9…差動装置側ジョイント、10…第3ジョイント、11…車輪側ジョイント、13…ドライブシャフト支持部材。

【図1】

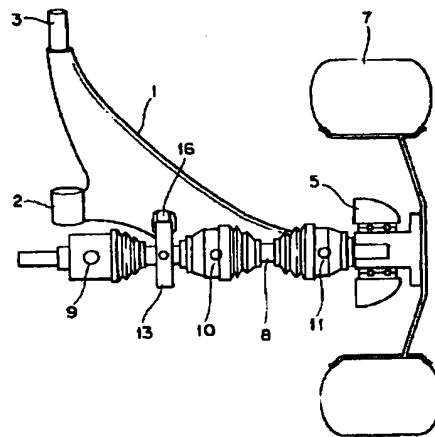


- 1 : トランスバースリンク
- 8 : ドライブシャフト
- 9 : 差動装置側ジョイント
- 10 : 第3のジョイント
- 11 : 車輪側ジョイント
- 13 : ドライブシャフト支持部材

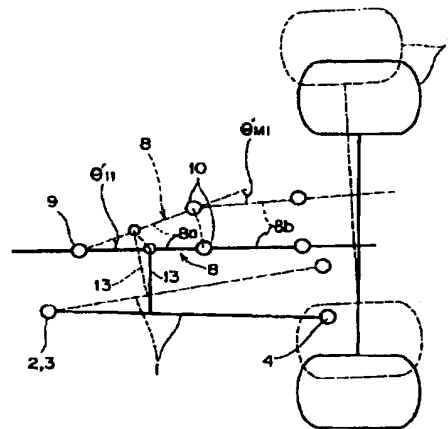
【図3】



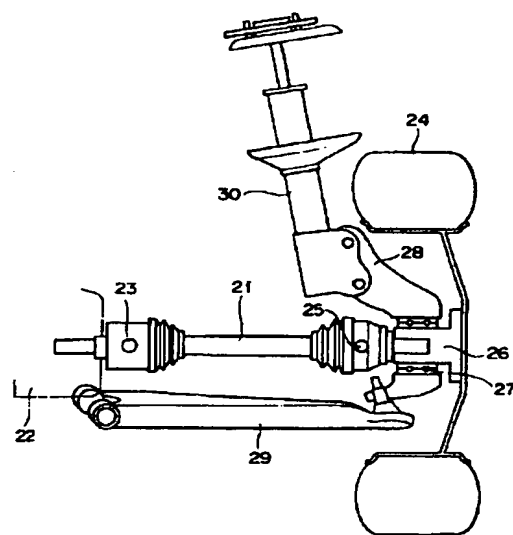
【図2】



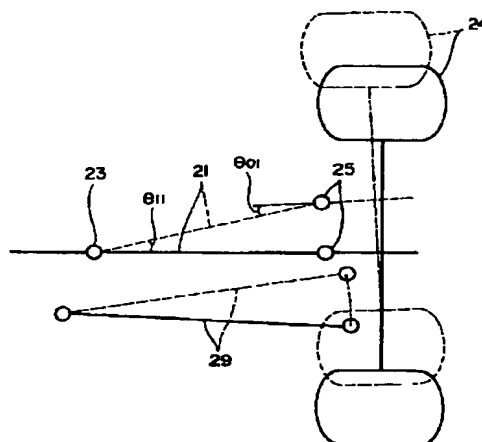
【図4】



【图6】



【图 8】



(6)

特開平5-229359

【図9】

